

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 55-103131  
 (43)Date of publication of application : 07.08.1980

(51)Int.Cl. F16F 15/02

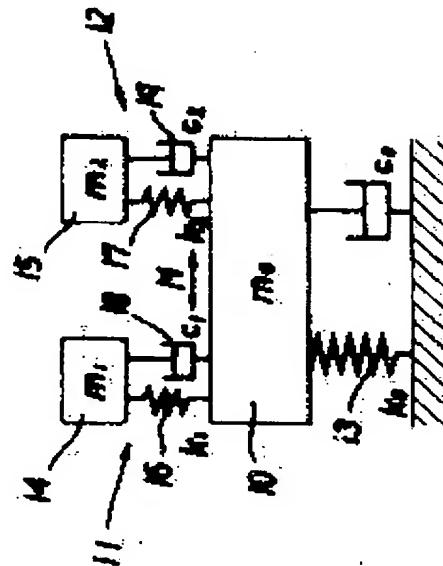
(21)Application number : 54-009372 (71)Applicant : AGENCY OF IND SCIENCE & TECHNOL  
 (22)Date of filing : 30.01.1979 (72)Inventor : NISHIHARA KAZUE  
 KUBA YASUYOSHI

## (54) METHOD OF ABSORBING VIBRATION OF MACHINE FOUNDATION OR THE LIKE

## (57)Abstract:

PURPOSE: To maintain the static or dynamic balance of a system as a whole and absorb the vibration of a rigid body, by providing two dynamic vibration absorbers which are different in various constants and located in different positions on the rigid body.

CONSTITUTION: When a vibrating rigid body 10 such as a machine foundation vibrates on a spring 13, dynamic vibration absorbers 11, 12 are provided in two positions to absorb the vibration. The dynamic vibration absorbers 11, 12 are conventionally composed of mass parts 14, 15, springs 16, 17 and dampers 18, 19 and different in various constants such as the mass, spring stiffness and viscosity. The natural frequency of each dynamic vibration absorber is set near the frequency of a stationary vibration source. The dynamic vibration absorbers 11, 12 are mounted in such positions on the right and left or rear and front or the like of a rotary vibrating machine that a foundation system including the machine is statically balanced. This results in enabling the enlargement of the absorbed vibration frequency range, absorption of higher mode of vibration, etc.



## LEGAL STATUS

- [Date of request for examination]
- [Date of sending the examiner's decision of rejection]
- [Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]
- [Date of final disposal for application]
- [Patent number]
- [Date of registration]
- [Number of appeal against examiner's decision of rejection]
- [Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]
- [Date of extinction of right]

⑨ 日本国特許庁 (JP)

① 特許出願公開

② 公開特許公報 (A)

昭55-103131

③ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 16 F 15/02

識別記号

厅内整理番号  
6747-3 J

④ 公開 昭和55年(1980)8月7日

発明の数 1  
審査請求 有

(全 4 頁)

⑤ 機械基礎等の振動吸収方法

⑥ 特 願 昭54-9372

⑦ 出 願 昭54(1979)1月30日

⑧ 発明者 西原主計

横浜市緑区若草台5-32

⑨ 発明者 久場康良

横須賀市久里浜5-3-9

⑩ 出願人 工業技術院長

⑪ 指定代理人 工業技術院製品科学研究所長

明細書

1. 発明の名称

機械基礎等の振動吸収方法

2. 特許請求の範囲

1. 質量、剛性、減衰定数等の諸定数を異なる2個の防振装置を機械基礎等の剛体上の異なる位置に付設することにより、剛全体の静的つりあい及び動的つりあいを保持させ、上記剛体の振動を吸収させることを特徴とする機械基礎等の振動吸収方法。

3. 発明の詳細な説明

本発明は、ばね上で單独に振動する剛体、例えば機械基礎の振動を抑制する振動吸収方法に関するものである。

従来、工作機械のびびり振動やエンジンの振動を防止するため、第1圖に示すように、振動する物体1に一基の防振装置2を付設して吸収する方法は知られている。

しかるに、機械基礎などの如く剛体がばね上で振るような場合には、一基の防振装置の設置では静的及び動的バランスがくずれ易く、これを防ぐためには2基の同一防振装置を高床台両端部に設置することなどが考えられるが、この場合には資材及び手間の無駄は否めない。

本発明は、このような問題を解決しようとするものであって、質量、ばね剛さ、粘性などの諸定数を異なる2個の防振装置を機械基礎等の剛体系に付設し、その静的バランスをとると共に、両者の固有振動数を常定振動数の振動数の近傍に設定して、一基成いは同一の二基の防振装置を用いた場合よりも低振振幅範囲を絞り、さらに一次、二次振動用等に分離設計することにより高次振動をも同時に吸収可能とした点に特徴を有するものである。

また、近年、工場等から発生する公害振動を防止する各種防振装置が開発されているが、振動中

の機械を防振するためには、いずれも機械の停止、復去、基盤台の改良、防振装置の接着、再組付などの大がかりな工事を必要とする。

本発明は、このような工事の必要をなくし、機械基盤台上の適当な空地に二基の動吸振器ばかりの固定を行うのみで、何ら機械の移動等の手間を要することなく振動できるようにした点にも特徴を有するものである。

そして、本発明の振動吸収方法の応用範囲は極めて広く、機械基盤系及び振動する機械近傍の床部分のみならず、集中荷重、風圧等を受けて一定の振動を行う橋梁、ケーブル等の構造物、或いは振動を発する機械、振動を受けては困る精密機械等の本体の振動防止に適用することができる。

第2図を参照して本発明の振動吸収方法についてさらに詳細に説明すると、例えば機械基盤等の振動する剛体10がばね11上にかけて振動する場合、その振動の吸収には2箇所に動吸振器11、12を付

設する。この動吸振器11、12のそれぞれは、從来から公知の構成を有するもので、図面ではそれを質量部14、15、ばね16、17及びダンパー18、19によって等価的に示しているが、両動吸振器11、12は、質量、ばね剛さ、粘性をどの既定値をもつするものを使用して、その両者の固有振動数を定常振動部の振動数の近傍に設定する。必要に応じて、一方の動吸振器の固有振動数を高次振動の振動数に合わせることもできる。これらの動吸振器11、12のばね部は、形鋼材、鋼板、金属ばね、歯力を有する部材などのいずれでもよく、質量部14、15には鋼板、コンクリートブロックなどを用いることができる。また、防振ゴムを用いれば上下及び左右の振動を同時に吸収させる設計が可能となる。これらの動吸振器11、12の取付位置は、例えば回転振動機械の左右、前後等、機械を含む基盤系の静的バランスがとれる位置であればよく、機械基盤台上の適当な空地に動吸振器11、12のばね部を

(3)

(4)

固定すればよい。

以下、機械基盤振動系を例にとり、本発明の効果を数値計算によって説明する。

本発明の方法に基づき、第2図に示すように1自由度の基盤に変位方向を同じくする2箇の動吸振器11、12を設置した場合、その運動方程式は、

$$\left. \begin{aligned} m_0 \ddot{x}_0 + c_0 \dot{x}_0 + c_1 (x_0 - x_1) + c_2 (x_0 - x_2) \\ + k_0 m_0 + k_1 (m_0 - m_1) + k_2 (m_0 - m_2) = M \omega^2 e^{j\omega t} \\ m_1 \ddot{x}_1 - b_1 (x_0 - x_1) - k_1 (m_0 - m_1) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_2 (x_0 - x_2) - k_2 (m_0 - m_2) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

で与えられる。ただし、 $m_i$  ( $i=0, 1, 2$ ) は質量、 $c_i$  はばね剛さ、 $b_i$  は粘性係数、添字0は基盤、1、2は動吸振器、 $M$  は総質量モーメントである。

この応答無響Xは

$$\frac{X}{P^2 \left( \frac{M}{m_0} \right)} = \frac{\left[ ((c_1^2 - p^2)^2 + (2c_1 c_1 p)^2) \times ((c_2^2 - p^2)^2 + (2c_2 c_2 p)^2) \right]^{\frac{1}{2}}}{A} \quad \dots \dots (2)$$

であり、ここで、

$$\begin{aligned} A &= ((1-p^2)(\alpha_1^2 - p^2)(\alpha_2^2 - p^2) + (s_1 \alpha_1^2 + s_2 \alpha_2^2)p^4 \\ &\quad - (s_1 + s_2)\alpha_1^2 \alpha_2^2 p^2)^2 \\ &\quad + (2c_1 c_1 p)^2 [(\alpha_1^2 - p^2) + (2c_1 c_1 p)^2] \cdot [(\alpha_2^2 - p^2) + (2c_2 c_2 p)^2] \\ &\quad + 2 (2c_1 c_1 p)^2 [s_1 (\alpha_1^2 - p^2) + (\alpha_1^2 - p^2)^2 + (2c_2 c_2 p)^2] \\ &\quad + \mu_1 (2c_1 c_1 p) [(\alpha_1^2 - p^2)^2 + (2c_1 c_1 p)^2] \\ &\quad + (2c_1 c_1 p)^2 (2c_2 c_2 p)^2 [(1-p^2) - (s_1 + s_2)p^2]^2 \\ &\quad + 2 \mu_1^2 \mu_2^2 (\alpha_1^2 - p^2) (\alpha_2^2 - p^2) p^2 \\ &\quad + (2c_1 c_1 p)^2 [(1-p^2) (\alpha_1^2 - p^2) + \mu_1^2 (s_1 + s_2)p^2]^2 \\ &\quad + (2c_2 c_2 p)^2 [(1-p^2) (\alpha_2^2 - p^2) + \mu_2^2 (s_1 + s_2)p^2]^2 \\ &\quad \dots \dots (3) \end{aligned}$$

となる。ただし

$$\begin{aligned} p^2 &= \omega^2 / (k_0/m_0), & C_0 &= c_0 / 2 \sqrt{m_0 k_0} \\ C_1 &= c_1 / 2 \sqrt{m_1 k_1}, & C_2 &= c_2 / 2 \sqrt{m_2 k_2} \\ \alpha_1^2 &= k_1 m_0 / m_1 k_0, & \alpha_2^2 &= k_2 m_0 / m_2 k_2 \\ s_1 &= m_1 / m_0, & \mu_1 &= m_2 / m_0 \end{aligned}$$

である。

無響式(2)は加速度振動数軸上でせいぜい5個のビーグ値をもち、そのビーグ値は、

(5)

(6)

$$\frac{dX}{da} = 0 \quad \dots \dots (4)$$

で与えられる。ここで評価基準は、基準系の質量に対して動振器の質量比が一定という条件のもとで、すべてのピーク値をあさえかつ均等化することにより、そのときの動振器の固有振動数を最適値とする。

動振器が2個の場合と1個の場合と違って粘性定数に無関係な不動点がないので、一方向探索法によって振動数応答の最小化をつかればよい。その一例を第3図に示す。同図によれば、比較例として示した動振器が1個でその負荷質量が本発明と同一の場合の最適値よりも振動効果が7%向上することがわかる。なお、同図の貴重を得るために諸数値は次の通りである。

#### 1. 比較例の場合

$$m_0 = 200 \text{ [kg]} \quad k_0 = 2880000 \text{ [kg/sec}^2\text{]}$$

$$m_1 = 60 \text{ [kg]} \quad k_1 = 466666 \text{ [kg/sec}^2\text{]}$$

( 7 )

その上に約480 kgの質量を載せて基盤の一端に固定し、基礎の他端には同様のばね要素上にそれぞれ482 kgの質量を載せたものが曲線1、288 kgの質量を載せたものが曲線2、240 kgのものが曲線3である。

曲線1の場合は、動振器1基の場合より振動振動数範囲が大幅に広くなり、かつこの範囲で7dB以上の減衰効果があることがわかる。これは、機械の設定振動数が多少変化する場合でも動振器が1基のものより基盤の安定度が高いことを意味している。

なお、曲線2、3は、他方の動振器の固有振動数を機械の2次、3次の振動数などに合わせれば、基本振動と同時に高次振動も吸収できることを表わしている。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は従来の方法の実施意図を示した説明図、第2図は本発明の方法についての説明図、第3図

特開昭55-103131 (3)

$$a_0 = 0 \text{ [kg/sec}^2\text{]} \quad f_0 = 19.10 \text{ [Hz]}$$

$$c_1 = 1817.76 \text{ [kg/sec]} \quad f_1 = 18.28 \text{ [Hz]}$$

$$k_1 = 0.25 \quad \alpha = 0.8 \quad \zeta_1 = 0.3162$$

#### 2. 本発明の場合

$$m_0 = 200 \text{ [kg]} \quad k_0 = 2880000 \text{ [kg/sec}^2\text{]}$$

$$m_1 = 28 \text{ [kg]} \quad k_1 = 181801.6 \text{ [kg/sec}^2\text{]}$$

$$m_2 = 28 \text{ [kg]} \quad k_2 = 329189.1 \text{ [kg/sec}^2\text{]}$$

$$a_0 = 0 \text{ [kg/sec}^2\text{]} \quad f_0 = 19.10 \text{ [Hz]}$$

$$c_1 = 786.8438 \text{ [kg/sec]} \quad f_1 = 18.97 \text{ [Hz]}$$

$$c_2 = 1204.875 \text{ [kg/sec]} \quad f_2 = 18.28 \text{ [Hz]}$$

$$k_1 = 0.125 \quad \alpha_1 = 0.72125 \quad \zeta_1 = 0.1725$$

$$k_2 = 0.125 \quad \alpha_2 = 0.98625 \quad \zeta_2 = 0.21$$

次に、第4図を参照して本発明を機械基礎の地震振動吸収に応用した例を数値的に説明する。

第4図において、曲線1は、動振器を付設せずに約10 tの機械基礎を水平船底モーメントM=30 kg・mで起振した場合のフーリエスペクトルを示すものである。これに対し、H形鋼 100×50、長さ40mの4本門形ラーメン構造をばね要素とし、

( 8 )

及び第4図は本発明についての効果を説明するための絵図である。

10 ... 開体、 11, 12 ... 動振器、  
14, 15 ... 質量部、 16, 17 ... ばね、  
18, 19 ... ダンバー。

指定代理人

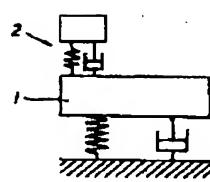
工業技術院製品科学研究所長

川上 連也

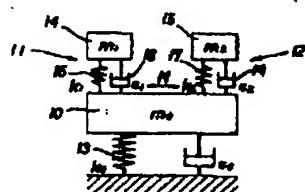
( 9 )

( 10 )

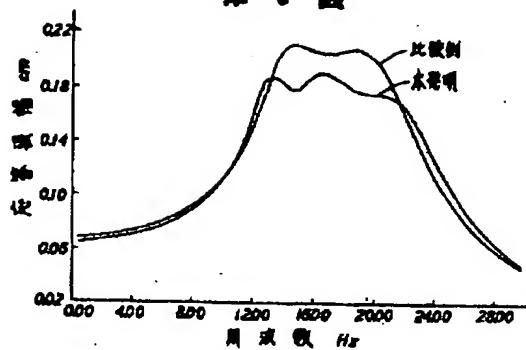
第 1 図



第 2 図



第 3 図



第 4 図

